

PAT-NO: JP408158957A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 08158957 A

TITLE: EXHAUST GAS REFLUX DEVICE OF DIESEL ENGINE

PUBN-DATE: June 18, 1996

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

SHIMADA, TAIZO

HARUFUJI, SHIGERU

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

MITSUBISHI MOTORS CORP

N/A

APPL-NO: JP06299435

APPL-DATE: December 2, 1994

INT-CL (IPC): F02M025/07, F02M025/07, F02B017/00, F02B031/00, F02B037/00
, F02B037/18

ABSTRACT:

PURPOSE: To surely separate fresh air and exhaust reflux gas to flow into a combustion chamber by extending an auxiliary intake port in such a manner as to direct exhaust reflux gas to the central part of the combustion chamber, and opening and closing the auxiliary intake port by an intake valve for opening and closing the opening part of a main intake port.

CONSTITUTION: In an exhaust gas reflux device where a main intake port 6 communicated with a combustion chamber 5 is formed on a cylinder head 3 of an engine 1, and a port opening 6A facing to the combustion chamber 5 is opened and closed by an intake valve 8, an outlet part is positioned in the vicinity of the intake valve 8 and an auxiliary port 14 is provided in such a manner as to be directed to the central part of the combustion chamber. Exhaust gas increased in pressure by a compressor 26 driven by a turbine 25 interposed in an exhaust passage 11 is supplied to the auxiliary port 14 through an exhaust gas reflux flow passage 12. The exhaust gas reflux flow is controlled by controlling a regulating valve 27 bypassing the turbine 25 according to the output of a rotating speed sensor 15 and a load sensor 16 by a control means

COPYRIGHT: (C)1996,JPO

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-158957

(43) 公開日 平成8年(1996)6月18日

(51) Int. Cl. ⁴	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 02 M 25/07	570 C			
	P			
	580 B			
F 02 B 17/00	P			

F 02 B 37/12 301 M

審査請求 未請求 請求項の数8 OL (全11頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平6-239435

(22) 出願日 平成8年(1994)12月2日

(71) 出願人 000006288

三菱自動車工業株式会社

東京都港区芝五丁目33番8号

(72) 発明者 嶋田 泰三

東京都港区芝五丁目33番8号・三菱自動車工業株式会社内

(72) 発明者 春藤 茂

東京都港区芝五丁目33番8号・三菱自動車工業株式会社内

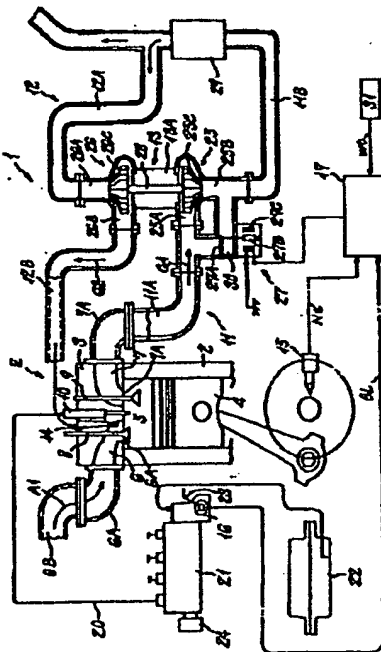
(74) 代理人 弁理士 榊山 亨 (外1名)

(54) 【発明の名称】 ディーゼルエンジンの排気ガス逆流装置

(57) 【要約】 (修正有)

【目的】 潤滑油の悪化を防止すると共に、EGRガスを十分に供給できる排気ガス逆流装置を提供すること。

【構成】 シリンダーヘッド3に形成され、燃焼室5に連通された主吸気ポート6の開閉部6Aを開閉する吸気弁8の近傍に出口部14Aを位置させ、燃焼室の中央部に指向するように延設された副ポート14、排気通路11に介装されたタービン26と上流側に排気通路11に連通された排気ガス逆流通路12に介装されると共にタービン25の回転軸28により駆動されて排気ガスG1を供給するコンプレッサ26とタービン25に流入する排気ガスG1の流量を調整して排気逆流ガスG2の供給量を制御する調整弁27とを有する逆流排気ガス供給手段13、エンジンEの運転状態を検出する運転状態検出手段回転数センサ15、負荷センサ16の出力に応じて調整弁27の開度を制御する制御手段17とを備えるディーゼルエンジンの排気ガス逆流装置1。



【特許請求の範囲】

【請求項1】エンジンのシリンダーヘッドに形成され燃焼室に連通された主吸気ポートと、

上記燃焼室の略中央に臨み上記シリンダーヘッドに配置され上記エンジンの圧縮行程上死点近傍で燃料を噴射する燃料噴射弁と、

上記シリンダーヘッド下面に形成された弁座に当接して設けられ上記主吸気ポートの上記燃焼室への開口部を開閉する吸気弁と、

上記エンジンの排気通路に介装されたタービンと、上流側が上記排気通路に連通された排気ガス還流通路に介装されると共に上記タービンの回転軸により駆動され排気ガスを過給するコンプレッサと、上記タービンに流入する排気ガス流量を調整して排気還流ガスの供給量を制御する調整弁とを有する還流排気ガス過給手段と、

一端に形成された入口部が上記排気ガス還流通路の上記コンプレッサの下流側に連通され、他端に形成された出口部の近傍部分が上記開口部に向けて下方に向い、かつ上記燃焼室の中央部に指向するように延設されると共に、上記出口部が上記開口部において上記吸気弁により開閉される副ポートと、

上記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段と、

上記運転状態検出手段の出力に応じて上記調整弁の開度を制御する制御手段とを備え、

上記副ポートから供給される還流排気ガスを、上記燃焼室の断面の中央部分に分布させたことを特徴とするディーゼルエンジンの排気ガス還流装置。

【請求項2】上記主吸気ポートの開口部に、上記燃焼室内に流入する吸気にスワールを与えるように形成された過室を設け、

上記副ポートの入口部が、上記主吸気ポートの上方に位置して配設されると共に、同副ポートの出口部が上記過室の終端部、または上記燃焼室の中央部の何れかに位置して設けられたことを特徴とする請求項1記載のディーゼルエンジンの排気ガス還流装置。

【請求項3】上記還流排気ガス過給手段は、上記タービンの上流側及び下流側の排気通路にそれぞれ連通する第1バイパス通路を有し、上記調整弁が、上記第1バイパス通路に介装されたことを特徴とする請求項1または2記載のディーゼルエンジンの排気ガス還流装置。

【請求項4】上記タービンが、上記燃焼室に導入する吸気の過給を行なうターボチャージャの下流側の排気通路に設けられたことを特徴とする請求項3に記載のディーゼルエンジンの排気ガス還流装置。

【請求項5】上記還流排気ガス過給手段は、上記燃焼室に導入する吸気の過給を行なうターボチャージャの上流側及び下流側の排気通路にそれぞれ連通された第2バイパス通路を有し、

上記タービンが上記第2バイパス通路に設けられると共

に、上記調整弁が上記タービンの上流側の上記第2バイパス通路に介装されたことを特徴とする請求項1または2記載のディーゼルエンジンの排気ガス還流装置。

【請求項6】上記運転状態検出手段が、少なくとも上記エンジンの負荷を検出する負荷センサを有し、上記制御手段が、上記負荷センサにより検出された負荷に基づいて上記調整弁の開度を制御することを特徴とする請求項1記載のディーゼルエンジンの排気ガス還流装置。

【請求項7】上記制御手段が、負荷の増大に伴って上記調整弁を開弁方向に制御することを特徴とする請求項6記載のディーゼルエンジンの排気ガス還流装置。

【請求項8】上記運転状態検出手段が、上記エンジンの回転数を検出する回転数センサを有し、上記制御手段が、上記回転数センサ及び上記負荷センサにより検出された回転数及び負荷に基づいて上記調整弁の開度を制御することを特徴とする請求項6記載のディーゼルエンジンの排気ガス還流装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、エンジンから排出される排気ガスの一部を燃焼室に還流して燃焼に介在させるディーゼルエンジンの排気ガス還流装置、特に、燃焼室に還流する排気ガスが加圧され、新気に対して層状に供給されるディーゼルエンジンの排気ガス還流装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】内燃機関では、その燃焼室の燃焼温度が運転状態に応じて増減変化し、特に、燃焼温度が高温度化するに伴い排気ガス中の窒素酸化物（以下、「NO_x」と記す）の分量が増加する傾向にある。そこで、内燃機関には、排気ガス中のNO_xの増加を防ぐため、排気ガスを再度吸気側、例えば吸気マニホールドに還流させて新気と混合して燃焼温度の上昇を抑え、排気ガス中のNO_xの増加を防止する排気還流装置が装着されている。排気還流装置は、吸気側を絞って吸気負圧を増大させたり、排気側を絞って排気圧力を増大させて吸気側と排気側とに圧力差をつけ、この差圧によって排気側から吸気側に排気ガスの一部を還流排気ガス（EGRガス）として還流させている。EGRガスは、排気ガスの一部であるので、硫酸化物や水分あるいはすす等が混入しており、吸気側で新気とEGRガスが混合されて燃焼室に吸入されるため、燃焼室に導入された場合、すすや硫酸化物がシリンダー内壁に付着して潤滑油の悪化を招いてしまう。そこで、本願出願人から提案されている特願平5-324671号に記載の発明では、燃焼室に新気を導入する主吸気ポートを開閉する吸気弁で開閉され、燃焼室の中央にEGRガスを分布させる副ポートを主吸気ポートと別に設け、この副ポートに排気ガス還流通路を接続している。そして、この提案では、吸気弁が開くと副ポートからEGRガスを燃焼室の中央部に流入させ、そ

の周囲に主吸気ポートからの新気を流入させることで、EGRガスの燃焼室内での拡散を抑制している。また、特開平5-180089号公報には、EGRガスを過給機によって加圧して吸気通路に逆流させる技術が開示されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところが、特開平5-324671号に記載された発明では、すすや酸化物のシリンダー内壁への付着を低減して潤滑油の悪化を抑えることができるが、吸気弁の開弁時の燃焼室の負圧によりEGRガスを吸入しているため、吸気側と排気側の負圧により例えば吸気マニホールドにEGRガスを供給する場合に比べ、燃焼室に供給されるEGR量が不足してNOx低減効果に問題が発生しよう。一方、特開平5-180089号公報に記載された技術では、加圧されたEGRガスが吸気通路に逆流して同通路内で新気と混合されて燃焼室内に流入するので、EGRガスを確保することはできるが、潤滑油の悪化を招いてしまう。本発明は、潤滑油の悪化を防止すると共に、EGRガスを十分に供給できる排気ガス逆流装置を提供することにある。

【0004】

【課題を解決するための手段】そこで、請求項1の発明では、エンジンのシリンダーヘッドに形成され燃焼室に連通された主吸気ポート、上記燃焼室の略中央に臨んで上記シリンダーヘッドに配置され、上記エンジンの圧縮行程上死点近傍で燃料を噴射する燃料噴射弁、同シリンダーヘッドの下面に形成された弁座に当接して設けられ上記主吸気ポートの上記燃焼室への開口部を開閉する吸気弁、上記エンジンの排気通路に介装されたタービンと上記排気通路に上流側が連通された排気ガス逆流通路に介装されると共に上記タービンの回転軸により駆動され排気ガスを過給するコンプレッサ及び上記タービンに流入する排気ガス流量を調整して排気逆流ガス供給量を制御する調整弁とを有する逆流排気ガス過給手段、入口部が上記排気ガス逆流通路の上記コンプレッサの下流側に連通され、出口部の近傍部分が上記開口部に向けて下方に向い上記燃焼室の中央部に指向するように延設されると共に、上記出口部が上記開口部において上記吸気弁により開閉される副ポート、上記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段、上記運転状態検出手段の出力に応じて上記調整弁の開度を制御する制御手段を備え、上記副ポートから供給される排気ガスを、上記燃焼室の断面の中央部分に分布させている。請求項2記載の発明は、請求項1記載のディーゼルエンジンの排気ガス逆流装置において、上記主吸気ポートの開口部に、上記燃焼室内に流入する吸気にスワールを与えるように形成された過室を設け、上記副ポートの入口部が上記主吸気ポートの上方に位置して配設されると共に、上記副ポートの出口部を上記過室の終端部、または上記燃焼室の中央部

の何れかに位置させて設けた。請求項3記載の発明は、請求項1または2記載のディーゼルエンジンの排気ガス逆流装置において、上記逆流排気ガス過給手段がタービンの上流側及び下流側の排気通路にそれぞれ連通された第1バイパス通路を有し、同バイパス通路に調整弁を介装した。請求項4記載の発明は、請求項3に記載のディーゼルエンジンの排気ガス逆流装置において、上記逆流排気ガス過給手段のタービンを、上記燃焼室に導入する吸気の過給を行なうターボチャージャの下流側の排気通路に設けた。請求項5記載の発明は、請求項1または2記載のディーゼルエンジンの排気ガス逆流装置において、上記逆流排気ガス過給手段が、上記燃焼室に導入する吸気の過給を行なうターボチャージャの上流側及び下流側の排気通路にそれぞれ連通された第2バイパス通路を有し、同第2バイパス通路に、上記逆流排気ガス過給手段のタービンと調整弁とを設けた。請求項6記載の発明は、請求項1記載のディーゼルエンジンの排気ガス逆流装置において、上記運転状態検出手段が少なくとも上記エンジンの負荷を検出する負荷センサを有し、上記制御手段が上記負荷センサにより検出された負荷に基づいて上記調整弁の開度を制御している。請求項7記載の発明は、請求項6記載のディーゼルエンジンの排気ガス逆流装置において、エンジン負荷の増大に伴って調整弁を開弁方向に制御手段で制御している。請求項8記載の発明は、請求項6記載のディーゼルエンジンの排気ガス逆流装置において、上記運転状態検出手段が、上記エンジンの回転数を検出する回転数センサを有し、上記回転数センサ及び上記負荷センサにより検出された回転数及び負荷に基づいて、上記制御手段で上記調整弁の開度を制御している。

【0005】

【作用】請求項1記載の発明によると、エンジンが始動して吸気弁が開弁すると、主吸気ポートからシリンダーヘッドに形成され燃焼室に新気が吸入され、エンジンの圧縮行程上死点近傍で燃料噴射弁により燃料が噴射されて燃焼が行なわれて排気ガスが排気通路に排出される。排出された排気ガスは、排気通路に介装されたタービンにより駆動するコンプレッサにより過給されて、入口部がコンプレッサより下流側に連通され、出口部の近傍部分が上記開口部に向けて下方に向い燃焼室の中央部に指向するように延設され、出口部が開口部において吸気弁により開閉される副吸気ポートから燃焼室に導入される。この時、燃焼室に導入される排気逆流ガスは、制御手段によって運転状態検出手段の出力に応じてその開度を調整され、排気通路に設けられた調整弁の位置によりその流量を調整される。請求項2記載の発明によると、副ポートに供給された排気逆流ガスは、燃焼室内に流入する吸気にスワールを与える過室が設けられた主吸気ポートの上方から、過室の終端部または燃焼室の中央部の何れかに案内される。請求項3記載の発明によると、逆

流排気ガス過給手段のタービンの上流側及び下流側の排気通路にそれぞれ連通する第1バイパス通路に介装された調整弁の開閉を行なうことで、上記タービンへの排気ガスの流入量が調整される。請求項4記載の発明によると、燃焼室に導入する吸気の過給を行なうターボチャージャの下流側の排気通路に逆流排気ガス過給手段のタービンを設けたので、ターボチャージを通過した排気ガスにより逆流排気ガス過給手段のタービンが回転して逆流排気ガス過給手段のコンプレッサが駆動され、逆流排気ガスが加圧されると共に、吸気がターボチャージャで過給される。請求項5記載の発明によると、ターボチャージャの上流側及び下流側の排気通路にそれぞれ連通する第2バイパス通路に、調整弁を介して逆流排気ガス過給手段のタービンを設けたので、調整弁の開度が大きくなると第2バイパス通路に導入される排気ガス量が増えて逆流排気ガス過給手段のタービンへの排気ガス量が多くなりターボチャージャのタービンへの排気ガス量が低減し、調整弁の開度が小さくすると、逆流排気ガス過給手段のタービンへの排気ガス量が減り、ターボチャージャへの排気ガス量が増大する。請求項6記載の発明によると、運転状態検出手段の有する負荷センサにより検出されたエンジンの負荷に基づいて、制御手段が調整弁の開度を制御するので、エンジンの負荷により逆流排気ガス過給手段のタービンへの排気ガス量が制御される。請求項7記載の発明によると、上記制御手段が、負荷の増大に伴って調整弁を開弁方向に制御するので、負荷が大きくなるにつれて逆流排気ガス過給手段のタービンへの排気ガス量が減少して同過給手段のコンプレッサの駆動力が低減され、燃焼室への排気逆流ガス供給量が減少する。請求項8記載の発明によると、運転状態検出手段の有する負荷センサと回転数センサにより検出されるエンジンの負荷と回転数に基づいて調整弁の開度を制御するので、エンジンの負荷と回転数により逆流排気ガス過給手段のタービンへの排気ガス量が制御される。

【0006】

【実施例】

(第1実施例) 図1において、符号1は第1実施例としてのディーゼルエンジンE（以下「エンジンE」と称す）の排気ガス逆流装置1を示す。エンジンEは、シリンダーブロック2とシリンダーヘッド3とを一体直に結合し、シリンダーブロック2内の複数の気筒（図1には第1気筒のみを示す）の各ピストン4の上部に燃焼室5を構成している。ここでの排気ガス逆流装置1をなす主要の構成部は、各気筒毎に同様のものが設けられるので、第1気筒を主として説明する。

【0007】排気ガス逆流装置1は、燃焼室5に連通された主吸気ポート6と排気ポート7、主吸気ポート6及び排気ポート7のそれぞれの開口部6A、7Aを開閉する吸気弁8と排気弁9、燃焼室5に燃料噴射を行なう燃料噴射弁10、排気ポート7につながる排気通路11と

同排気通路11に連通する排気ガス逆流通路12とに介装された逆流排気ガス過給手段13、燃焼室5と排気ガス逆流通路12とを連通する副ポート14、エンジンEの運転状態を検出する運転状態検出手段としてのエンジン回転数センサ15と負荷センサ16、及び制御手段としてのコントローラ17を備えている。

【0008】主吸気ポート6は、燃焼室5と連通するようにシリンダーヘッド3に成型されていて、吸気マニホールド6Aを介して接続される吸気通路6Bによって新気A1を燃焼室5に供給している。排気ポート7は、燃焼室5と連通するようにシリンダーヘッド3に成型されていて、排気マニホールド7Aを介して燃焼室5の排気ガスG1を排出する排気通路11に接続している。排気ポート7の開口部7Aは円形で、排気弁9によって開閉される構成を採っている。

【0009】開口部6Aは、図3に示すように、主吸気ポート6の先端に一体成型された渦室18の下部に位置していて、吸気弁8によって開閉される。渦室18は、主吸気ポート6から開口部6Aを経て燃焼室5内に向かう新気に横向き旋回運動を与え、スワールを生じさせるような形状に形成されている。即ち、この渦室18は、吸気弁8の軸部8Aを中心とする渦巻形状をなしている。渦室18の内壁面には、図2、図3に示すように、燃焼室5の中央側に位置するように膨出部18Aが形成され、同膨出部18Aの内側に、逆流排気ガス過給手段13からの排気逆流ガスG2（以下、「EGRガスG2」と記す）が排気ガス逆流通路12を介して導入される副ポート14が形成されている。

【0010】吸気弁8の弁座19は、図3に示すように、肉圧の現状体として形成され、全体は耐磨耗性の強化された金属によって製造されて、シリンダーヘッド3の下部3aに形成されている。ここで、弁座19の直上位置で渦室18の終端部の位置には、副ポート14の出口部14Aが形成されている。副ポート14は、その出口部14Aを開口部6Aに向け、かつ、燃焼室5の中央部に指向するように、シリンダーヘッド3の上下方向に向かって延設されており、吸気弁8によって開閉される。副ポート14の入口部14Bは、ここでは、シリンダーヘッド3の上方向に向かって開口している。

【0011】燃焼噴射弁10は、図1に示すように、燃焼室5の略中央部でその先端を燃焼室5内に突出させてシリンダーヘッド3に装着されている。燃焼噴射弁10は、先端に設けられた複数の噴孔10A（図7参照）から燃料である軽油を噴霧状に噴射する周知の構成であって、燃料パイプ20を介して燃料噴射ポンプ21に接続している。

【0012】燃料噴射ポンプ21は、エンジンEの図示しないクランクシャフトの回転力を受けて駆動される列型ポンプであって、燃料タンク22から燃料供給を受け、図示しないアクセルペダルと連動するロードレバー

23のレバー位置に応じて燃料噴射量を調整し、タイマ-24により調整される噴射時期に燃料噴射弁10を作動させるという周知の構成を採用している。すなわち、燃料噴射ポンプ21は、各気筒の圧縮行程上死点前の噴射時期において、各気筒に対応する燃料噴射弁10を噴射作動させ、高圧の燃料を各気筒の燃焼室5に噴射するように構成されている。

【0013】逆流排気ガス過給手段13は、排気通路11に介装されたタービン25と、排気通路11に連通された排気ガス逆流通路12に介装されたコンプレッサ26と、タービン25に流入する排気ガスG1の流量を調整する調整弁27とを備えている。

【0014】タービン25は、流入口25Aを同タービン25よりも上流側に位置する前排気通路11Aに接続し、流出側25Bを同タービン25よりも下流側に位置し、マフラー29を介装する後排気通路11Bに接続されている。タービン25のタービン翼25Cは、ケーシング13Aに回転自在に支持された回転軸28の一端に固定されている。コンプレッサ26は、流入口26Aを、マフラー29より下流側の後排気通路11Bと接続する前排気ガス逆流通路12Aに接続し、流出口26Bを同コンプレッサ26よりも下流側に位置する副ポート14と連通する後排気ガス逆流通路12Bに接続しており、回転軸28の他端にコンプレッサ翼26Cを固定されている。つまり、逆流排気ガス過給手段13は、タービン翼25Cによりコンプレッサ翼26Cを回転駆動させて後排気通路11Bから排気ガスG1の一部を吸入して圧縮し、高圧のEGRガスG2として後排気ガス逆流通路12Bから副ポート14に供給している。

【0015】調整弁27は、タービン25に流入する排気ガスG1の流量を調整するもので、一端が前排気通路11Aに連結し他端を後排出通路11Bに連結された第1バイパス通路30に介装されている。調整弁27は、電磁弁であって、回転自在な弁体27Aにリンク結合させた可動鉄芯27Bがソレノイド27Cの発する励磁力を受けた際に所定量リフト作動し、弁体27Aの角度を調整して第1バイパス通路30を開口面積を調整するように構成されている。

【0016】コントローラ17には、エンジン回転数信号Neがエンジン回転センサ15から、エンジン負荷 θ Lがロードレバー23に設けられた負荷センサ16から、クランク角信号が図示しないクランク角センサから、冷却水温度Wtが水温センサ31からそれぞれ信号入力される。ここでのコントローラ17は、調整弁27を図4に示すマップに沿ってその弁体27Aの開度を調整してEGRガスG2の流量を調整するようになって

いる。
【0017】図4に示すマップは、縦軸をエンジン負荷 θ L、横軸をエンジン回転数NeとしたEGRガスG2の供給領域における流量特性を示すもので、エンジン負

荷 θ Lに応じて全排気量に対するEGRガスG2の流量を予め設定している。コントローラ17は、これら設定したEGRガスG2の流量を得るように弁体27Aの開度を調整している。ここでいうEGR供給領域は、急加速時以外の運転走行状態やアイドル回転時等を示す。また、コントローラ17は、エンジン負荷 θ Lの急激な変化やエンジン回転数Neの急激な上昇があると急加速時と判断して、調整弁27を全開状態に保持するようになっている。

【0018】このような構成の排気ガス逆流装置1の動作を説明する。エンジンEが始動すると、吸気弁8と排気弁9が図示しない動弁系の働きによって駆動され、図5に示すように、排気行程で排気弁9のリフト量EVが増減し、排気上死点TDC1後に吸気行程で吸気弁8のリフト量IVが増減し、圧縮上死点TDC2付近で燃料噴射弁10による燃料噴射が行われ、燃焼行程で自己着火した混合気が燃焼して出力を発する。燃焼行程が終わって排気行程となると排気弁9が開弁され、排気ガスG1が排気通路11に排出される。

【0019】この時、例えば、エンジン負荷 θ Lが図4に示す①の領域であると、EGRガスG2の流量を設定量にすべく図1に示すコントローラ17からソレノイド27Cにオン信号が出力されて、弁体27Aがリフトしてその角度調整なされ第1バイパス通路30の開口面積が調整される。すなわち、タービン25への排気ガスG1の供給量が調整されて、排気ガスG1は第1バイパス通路30とタービン25内を通過した後排気通路11Bに流通する。タービン25に排気ガスG1が供給されると、タービン翼25Cが排気ガス圧で回転し同軸状のコンプレッサ翼26Cを回転駆動し、マフラー29下流側の後排気通路11Bから前排気ガス逆流通路12Aを経て排気ガスG1の一部がコンプレッサ26に吸引され、同排気ガスG1がコンプレッサ26で加圧されて後排気ガス逆流通路12BにEGRガスG2として排出される。

【0020】各気筒が吸気行程に入ると、各気筒の吸気弁8がリフト作動中、主吸気ポート6からの新気A1が開口部6Aで後回させて燃焼室5の周縁側に流入すると共に、副ポート14が開口されてその出口部14A及び開口部6Aを通過して、後排気ガス逆流通路12Bの加圧されたEGRガスG2が燃焼室5中央部に流入し、新気A1とEGRガスG2とは層状に流入されつつ燃焼室5内で分されて保持される。即ち、この吸気行程では、特に、主吸気ポート6からの新気A1が渦室18で旋回付勢されており、燃焼室5の周縁側にスワールをなして流入し、他方、燃焼室5の中央側に開口し上下方向に延設された副ポート14からのEGRガスG2は、下向き付勢された状態で燃焼室5の中央部に流入する。この結果、図6に実線で示すように、ピストン4が下死点BDCに達する時点では燃焼室5内には破線で示す様に中央部にEGRガスG2が分布し、その周囲を覆うように新

気A1が分布する。

【0021】このような吸気行程の直後の圧縮行程では、圧縮上死点TDC2直前において、図6に2点鎖線で示す位置にピストン4が達し、中央部のEGRガスG2も2点鎖線で示すように分布する。この直後に、図7に示すように、燃料噴射弁10からは燃料が噴射されて、各噴口10Aからの噴霧流は中央部のEGRガスG2の濃度の大きい領域E1を通過し、その際にEGRガスG2を巻き込み、新気A1の領域E2に拡散して着火する。このため、新気A1の領域E2で燃料粒が燃焼する際、EGRガスG2の働きで、爆発的燃焼の程度が規制され、燃焼温度の過度の上昇を規制でき、結果として排ガスG1中のNOxの低減を図ることができる。

【0022】特に、副ポート14を、吸気行程に達するまで吸気弁8によって閉鎖しているため、新気A1とEGRガスG2を吸気行程に達するまで確実に分離することができる。このため、吸気行程開始後は、EGRガスG2を図2、図3に示す燃焼室5の中央側の出口14Aより燃焼室5の中央部に流入させ、新気A1を開口部6Aより燃焼室5の周縁部に旋回させて流入させるという層状吸気処理を確実に成すことができる。しかも、この吸気後における圧縮行程でも燃焼室5の周縁部にEGRガスG2が流動する比率は少なく、結果として、EGRガスG2中のすすがシリンダライナの内壁面に塗る比率が低減し、すすの混入したオイルが潤滑油の劣化を早めることを確実に防止できる。

【0023】また、EGRガスG2は、逆流排気ガス過給手段13により加圧されて副ポート14から燃焼室5に供給されるので、加圧しないEGRガスに比べて充填効率が向上する。このことは、エンジン高負荷域におけるEGRガスG2の燃焼室5内への供給を無理なく行なうことを可能とする。

【0024】一方、コントローラ17が、エンジン負荷OLとエンジン回転数Ne等から急加速状態と判断すると、調整弁27の弁体27Aが全開にされ、排気ガスG1が前排気通路11Aから圧排気通路11Bにタービン25を迂回して導入されて排出される。よって、タービン翼25Cが回転しないので、コンプレッサ26も作動せず、EGRガスG2の燃焼室5への供給がカットされる。このように急加速時において、EGRガスG2をカットすることで、ディーゼルエンジンに特有の急加速時に多く見られる不完全燃焼による黒煙の発生を低減することができる。

【0025】(第2実施例) 第2実施例は、図8に示すように、新気A1を過給するターボチャージャ32付きのエンジンEAの排気ガス逆流装置50を示す。エンジンEA及び排気ガス逆流装置50は、ターボチャージャ2以外の構成は、エンジンEと略同一の構成であるので、同一構成部には第1実施例で用いた符号と同一の符号を付し、その説明は省略する。

【0026】ターボチャージャ32は、前排気通路11Aにターボタービン33側を介装し、ターボコンプレッサ34を吸気通路6Bに介装している。前排気通路11Aには、ターボタービン33を迂回して逆流排気ガス過給手段13のタービン25の上流側の前排気通路11Aと連通する排気バイパス通路35が設けられている。排気バイパス通路35には、ターボコンプレッサ34の下流側に位置する吸気通路6B内の圧力が一定以上に高くなると、その吸気圧によって排気バイパス通路35を開口するウエストゲートバルブ36が、ダイヤフラム式のアクチュエータ37で常閉方向に付勢されている。ターボコンプレッサ34より下流側に位置する吸気通路6Bには、過給される新気A1を冷却するインタークーラ38が装置されている。

【0027】逆流排気ガス過給手段13は、ターボタービン33の下流側の前排気通路11Aに吸入口25Aを連通させ、排出口25Bを後排気通路11Bに連通させている。コンプレッサ26の吸入口26Aは前排気ガス逆流通路12Aと、排出口26Bは副吸気ポート14につながる後排気ガス逆流通路12Bとにそれぞれ連通されている。タービン25を迂回する第1バイパス路30には、コントローラ17によって第1実施例と同様に制御される調整弁27が介装されている。

【0028】このような構成の排気ガス逆流装置50によると、エンジンEAが起動して排気行程になると、排気弁9がリフトして燃焼室5内の排気ガスG1が排出される。排出された排気ガスG1は、ターボタービン33に流入してターボコンプレッサ34を駆動して新気A1を過給する。ターボタービン33内を通過した排気ガスG1は、タービン25に流入してコンプレッサ26を駆動してマフラー29の下流側から排気ガスG1を取り込んで加圧し、EGRガスG2として副ポート14に供給する。

【0029】エンジンEAが吸気行程になると、吸気弁8がリフトして過給された新気A1と加圧されたEGRガスG2が、主吸気ポート6及び副ポート14からそれぞれ燃焼室5に流入する。特に、ターボチャージャ32の装着されたエンジンEAは、無過給の同一形式のエンジンEに比べて新気A1の吸入圧が高く、新気A1の流入量も多くなるので、燃焼温度も無過給のエンジンEに比べて高くなる。よって、EGRガスG2を加圧して副ポート14から供給することで、高い吸気圧によって生成されるスワールに対して掻き消されることがなく燃焼室5の中央部に効率良く導入することができ、ターボチャージャ32付きエンジンEAにおける潤滑油の劣化を防止することができる。ターボチャージャ32付きエンジンEAは、燃焼条件などの理由から一般に無過給のエンジンEに比べて潤滑油の劣化が早いので、ターボチャージャ32付きエンジンEAに逆流排気ガス過給手段13を有する排気ガス逆流装置50を装着することは、特に有

効である。

【0030】(第3実施例)この実施例における排気ガス逆流装置100は、排気ガス逆流装置50におけるターボチャージャ32のターボタービン33の上流側の前排気通路11Aと逆流排気ガス過給手段13のタービン25の流入口25Aとをターボタービン33を迂回する第2バイパス通路39で連結し、第2バイパス通路39を開閉する調整弁40を介装してターボタービン33の下流側と後排気通路11Bとを連結したものである。

【0031】調整弁40は、第2実施例におけるウエストゲートバルブ36と調整弁27との両方の作用を行なうもので、コントローラ17'の制御下に置かれている。コントローラ17'には、負荷センサ16、エンジン回転数センサ15、図示しないクランク角センサー及びインタークーラ38とターボコンプレッサ34との間の吸気通路6Bに配置され、吸気圧を検知する吸気圧センサ41が接続されている。

【0032】コントローラ17'は、これら各センサからの信号に基づき、図10に示すように、エンジン回転数Neが低回転であると第2バイパス通路39を開口すべく調整弁40の弁体40Aの開度を大きく、エンジン回転数Neが高くなるに従い弁体40Aの開度を徐々に小さくして第2バイパス通路39を閉じるように、ソレノイド40Cの励磁力を調整して弁体40Aにリンク結合させた可動鉄芯40Bのリフト量を調整している。また、コントローラ17'は、吸気圧が一定以上になると、ソレノイド40Cの励磁力を調整して弁体40Aの開度を大きくし第2バイパス通路39が全開となるように制御している。

【0033】このような構成の排気ガス逆流装置100によると、エンジン回転数Neが低回転であると、弁体40Aの開度が大きくなるので、排気行程で排出される排気ガスG1がターボタービン33を迂回して第2バイパス通路39を通過してタービン25に流入し、後排気通路11B中の排気ガスG1がコンプレッサ26で加圧されて副ポート14にEGRガスG2として供給される。

【0034】エンジン回転数Neが高回転になると、弁体40Aが開度が小さくなって第2バイパス通路39が閉じて排出された排気ガスG1が、タービン25に供給されずにターボタービン33に供給されてターボコンプレッサ34が駆動して新気A1が過給されて主吸気ポート6に供給される。すなわち、高出力を得たいエンジン高回転側では、調整弁40により第2バイパス通路39を閉じて燃焼室5へのEGRガスG2の供給を低減させ、エンジン低回転側では、逆にEGRガスG2の燃焼室5への供給量を多くしている。このように、調整弁40を第2バイパス39に設けて制御することで、ターボチャージャ32及び逆流排気ガス過給手段13への排気ガスG1の流入量を調整でき、かつ、装置の部品点数の低減を図ることができる。なお、叙述した各実施例で

は、副ポート14を過室18に連通し、燃焼室5の中央側に設けたが、図11に示すように、直接主吸気ポート6の開口部6Aに出口部14Aを連通させたり、あるいは、図12に示すように、出口部14Aを過室18の終端部18Bと接続し、入口側14Aを主吸気ポート6の上方に配置した構成であっても良い。

【0035】

【発明の効果】請求項1記載の発明によれば、排気逆流ガス過給手段により加圧された排気逆流ガスを、燃焼室の中央部に指向するように延設され主吸気ポートの開口部を開閉する吸気弁により開閉される副給気ポートから燃焼室に導入するので、新気と排気逆流ガスを吸気行程に送る毎に確実に分離して燃焼室に流入でき、この層状吸気処理に伴い燃焼室の周縁部に排気逆流ガスが流動する比率が低下し、排気逆流ガス中のすすがシリンダライナの内壁面に達して潤滑油の劣化を早めることを確実に防止できると共に、排気逆流ガスの燃焼室への充填効率の向上につながる。また、タービンへの排気ガスの流入量を、制御手段によってエンジンの運転状態検出手段の出力に応じてその開度を調整される調整弁で調整するので、最適な排気逆流ガスの量を燃焼室に提供でき、燃焼の改善を図ってNOxを低減することができ、請求項2記載の発明によれば、副ポートに供給された排気逆流ガスが、燃焼室内に流入する吸気にスワールを与える過室が設けられた主吸気ポートの上方から過室の終端部または燃焼室の中央部の何れかに案内されるので、燃焼室に流入する新気を大きく旋回させ、中央部に排気逆流ガスを層状に流入し易くなり、潤滑油の劣化の防止や排気逆流ガスの燃焼室への充填効率の向上による燃焼の改善を図れ、NOxの低減につながる。請求項3記載の発明によれば、逆流排気ガス過給手段のタービンの上流側及び下流側の排気通路に連通する第1バイパス通路に介装された調整弁の開閉を行なうことで、タービンへの排気ガスの流入量が調整できるので、コンプレッサの駆動力が調整され、排気逆流ガスの副ポートへの逆流流量を調整でき、本目細かな燃焼状態の制御ができる。請求項4記載の発明によれば、燃焼室に導入する給気の過給を行なうターボチャージャの下流側の排気通路に逆流排気ガス過給手段のタービンを設けることで、ターボチャージャを通過した排気ガスにより逆流排気ガス過給手段のタービンが回転して逆流排気ガス過給手段のコンプレッサが駆動され、ターボチャージャ付きエンジンにおける潤滑油の劣化の防止や排気逆流ガスの燃焼室への充填効率の向上による燃焼の改善を図れNOxの低減につながる。請求項5記載の発明によれば、ターボチャージャの上流側及び下流側の排気通路に連通する第2バイパス通路に、調整弁を介して逆流排気ガス過給手段のタービンを設けることで、調整弁の開度調整により逆流排気ガス過給手段とターボチャージャへの排気ガスの流量を反比例的に調整でき、ターボチャージャ付きエンジンにおける

潤滑油の劣化の防止や排気還流ガスの燃焼室への充填効率の向上による燃焼の改善を図りつつ、ターボチャージャを有効に機能させることができる。

【0036】請求項6、8記載の発明によれば、運転状態検出手段としての負荷センサやエンジン回転センサにより検出されたエンジンの負荷やエンジン回転数に基づいて、制御手段が調整弁の開度を制御するので、還流排気ガス過給手段のタービンへの排気ガス量が制御されて、副ポートにエンジンの運転状態にマッチした還流排気ガスが供給され、潤滑油の劣化の防止や排気還流ガスの燃焼室への充填効率の向上による燃焼の改善を図れてNO_xの低減につながる。請求項7記載の発明によれば、負荷の増大に伴って調整弁を制御手段により開弁方向に制御するので、負荷が大きくなるにつれて還流排気ガス過給手段のタービンへの排気ガス量が減少して同過給手段のコンプレッサの駆動力が低減して燃焼室への排気還流ガスの供給量が減少し、潤滑油の劣化の防止すると共に、高負荷時における燃焼の安定を図れ、黒煙の発生を低減できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例を示すディーゼルエンジンの排気ガス還流装置の全体構成図である。

【図2】排気ガス還流装置の装備されたディーゼルエンジンの要部断面図である。

【図3】図2X-X線の断面図である。

【図4】排気還流ガスの流量特性を示すマップである。

【図5】吸気弁と排気弁の動作タイミングを示すタイミングチャートである。

【図6】ディーゼルエンジンの燃焼室内のインジェクタの拡大部分斜視図である。

【図7】ディーゼルエンジンの燃焼室でのEGRガスの変動を説明する図である。

【図8】本発明の第2実施例を示すディーゼルエンジンの排気ガス還流装置の全体構成図である。

【図9】本発明の第3実施例を示すディーゼルエンジンの排気ガス還流装置の全体構成図である。

【図10】第3実施例における調整弁の開度特性を示す線図である。

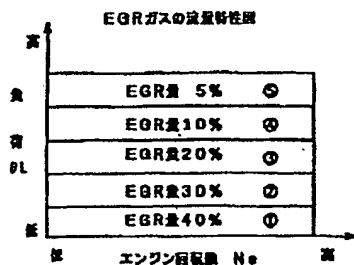
【図11】副ポートの変形例を示す拡大断面図である。

【図12】副ポートの更なる変形例を示す斜視図である。

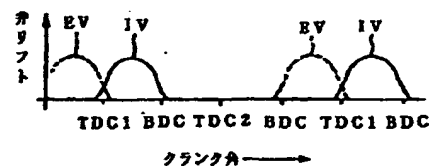
【符号の説明】

1, 50, 100	排気ガス還流装置
3	シリンダーヘッド
3a	シリンダーヘッド下面
5	燃焼室
6	主吸気ポート
6A	開口部
8	吸気弁
10	燃料噴射弁
11	排気通路
12	排気ガス還流通路
13	還流排気ガス過給手段
14	副ポート
14A	出口部
14B	入口部
15, 16	運転状態検出手段(回転数センサ, 負荷センサ)
17	制御手段
18	過室
19	弁座
25	タービン
26	コンプレッサ
27, 40	調整弁
28	回転軸
30	第1バイパス通路
32	ターボチャージャ
39	第2バイパス通路
E, EA	エンジン
G1	排気ガス
G2	還流排気ガス(EGRガス)

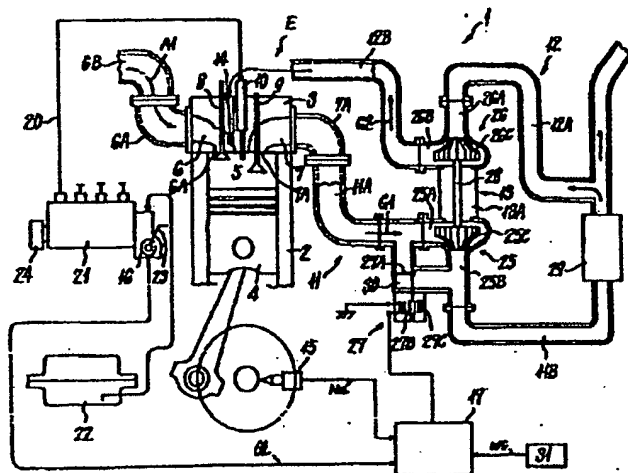
【図4】



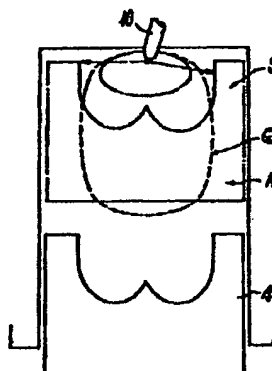
【図5】



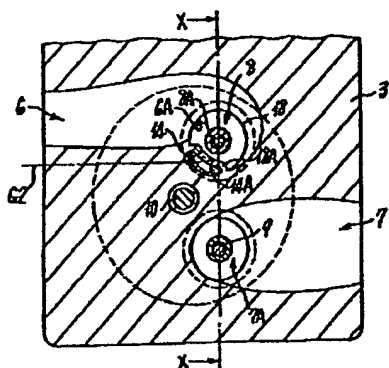
【図1】



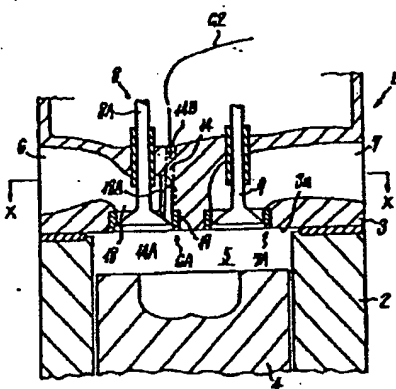
【図6】



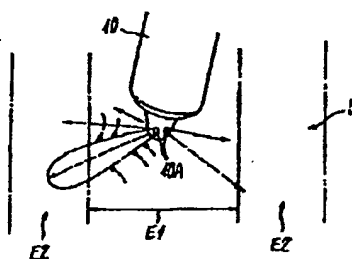
【図2】



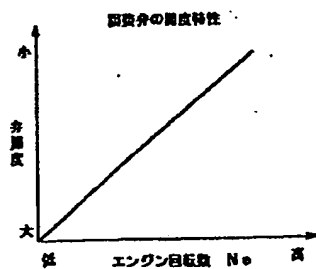
【図3】



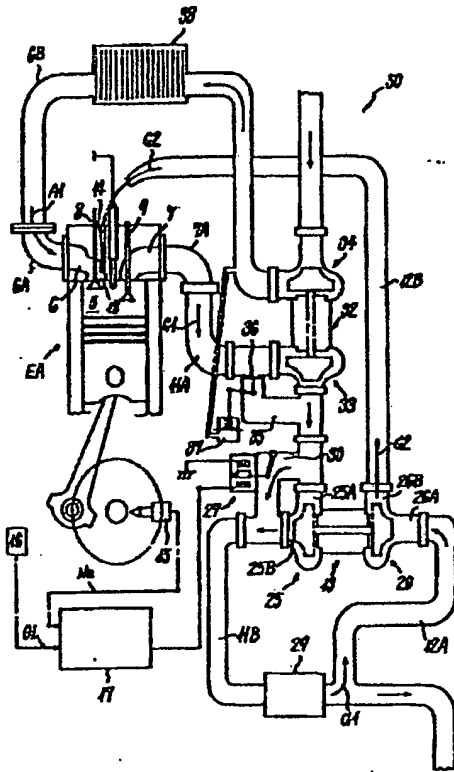
【図7】



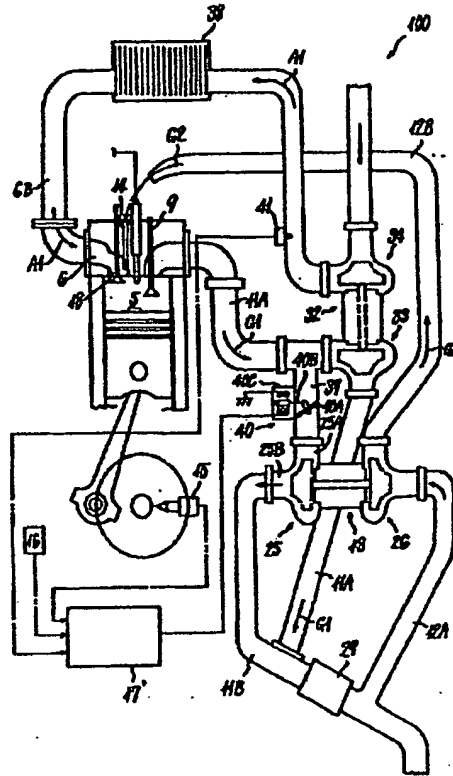
【図10】



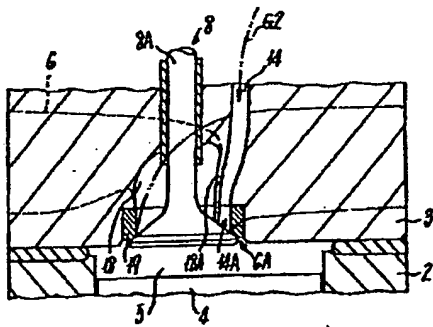
【図8】



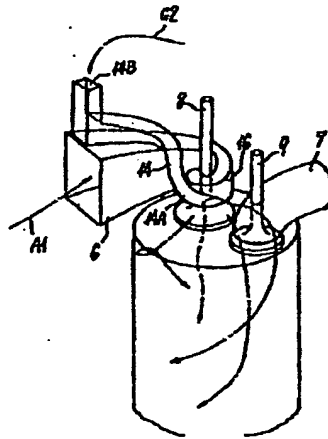
【図9】



【図11】



【図12】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.⁶

識別記号 庁内整理番号

FI

技術表示箇所

F02B 31/00

L

37/00

302 F

37/18

¹⁹ THE PATENT OFFICE OF JAPAN (JP)

¹² OFFICIAL GAZETTE FOR UNEXAMINED PATENTS (A)

¹¹ Disclosure Number 8-158957

⁴³ Date of Disclosure June 18, 1996

⁵¹ Int. Cl ⁶	Identification Symbols	Intra-Agency File Nos.	FI Technical Designation Here
F 02 M 25/07	570 C P		
F 02 B17/00	580 B F		
F 02 B 31/00 37/00 37/18	L 302 F	F02 B 37/12	301 M

Request for Examination Not requested Number of Claims 8 OL
(total 11 pages)

²¹ Application Number
6-299435

²² Filing Date
December 2, 1994

⁷¹ Applicant 000006286
Mitsubishi Motors Corp..
5-chome 33-8 Shiba, Minato-ku,
Tokyo

⁷² Inventors
SHIMADA Taizo
5-chome 33-8 Shiba, Minato-ku,
Tokyo
Mitsubishi Motors Corp.

HARUFUJI Shigeru
5-chome 33-8 Shiba, Minato-ku,
Tokyo
Mitsubishi Motors Corp.

⁷⁴ Agent Attorney KABAYAMA Tooru
and 1 other

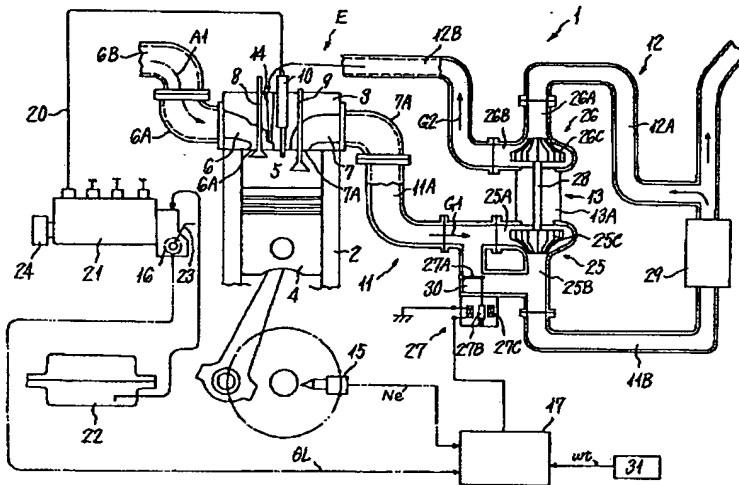
⁵⁴ [Title of Invention]
Exhaust gas reflux device of diesel engine

⁵⁷ [Abstract]

[Purpose] To provide an exhaust gas reflux device capable of preventing deterioration of lubricating oil and of providing an adequate EGR gas volume.

[Constitution] An exhaust gas reflux device of a diesel engine 1 provided with auxiliary port 14 extended so as to be directed toward the center of a combustion chamber with discharge opening 14A

positioned near intake valve 8 that opens and closes port opening 6A of main intake port 6 that communicates with combustion chamber 5 formed in cylinder head 3; reflux exhaust gas supply means 13 that has turbine 25 installed in exhaust passage 11, compressor 26 installed in exhaust gas reflux flow passage 12 communicated with exhaust passage 11 on the upstream side and driven by rotating shaft 28 of turbine 25 that provides exhaust gas G1, and regulating valve 27 that controls the feed of exhaust reflux gas G2 by regulating the flow rate of exhaust gas G1 flowing into turbine 25; rotating speed sensor 15, an operating state detection means that detects the operating state of engine E; and control means 17 that controls the aperture of regulating valve 27 as a function of the output of load sensor 16.



[Scope of Patent Claim]

[Claim 1] An exhaust gas reflux device of a diesel engine provided with a main intake port communicated with a combustion chamber formed in the cylinder head of an engine, a fuel injection valve disposed in aforementioned cylinder head facing the approximate center of aforementioned combustion chamber that injects fuel near top dead center in the compression stroke of aforementioned engine, an intake valve that opens and closes the port opening to aforementioned combustion chamber of aforementioned main intake port installed so as to contact the valve seat formed on the bottom surface of aforementioned cylinder head, a reflux exhaust gas supply means that has a turbine installed in the exhaust passage of aforementioned engine, a compressor installed in the exhaust gas reflux flow passage communicated with aforementioned exhaust passage on the upstream side and driven by the rotating shaft of aforementioned turbine to provide exhaust gas, and a regulating valve that controls the feed of exhaust reflux gas by regulating the flow rate of exhaust gas flowing into aforementioned turbine, an auxiliary port having an intake opening formed at one end communicated with aforementioned exhaust gas reflux flow passage on the downstream side of aforementioned compressor and the proximal part of the discharge part formed at the other end facing down toward aforementioned port opening, said auxiliary port extended so as to be directed toward the center of aforementioned combustion chamber with aforementioned discharge part opened and closed by aforementioned intake valve in aforementioned port opening, an operating state detection means that detects the operating state of aforementioned engine, and a control means that controls the aperture of aforementioned regulating valve as a function of the output of aforementioned operating state detection means, wherein reflux exhaust gas supplied from aforementioned auxiliary port is distributed to the central part of the cross section of aforementioned combustion chamber.

[Claim 2] The exhaust gas reflux device of diesel engine of Claim 1 in which an auxiliary chamber that is formed to provide a swirl to intake flowing into aforementioned combustion chamber is installed at the port opening of aforementioned main intake port, the intake opening of aforementioned auxiliary port is arranged so as to be positioned at the top of aforementioned main intake port and the discharge part of said auxiliary port is installed so as to be positioned at the terminal part of aforementioned auxiliary chamber or at the central part of aforementioned combustion chamber.

[Claim 3] The exhaust gas reflux device of diesel engine of Claims 1 or 2 in which aforementioned reflux exhaust gas supply means has a first bypass passage that communicates with the exhaust passage on the upstream side and the downstream side of aforementioned turbine and aforementioned regulating valve is installed in aforementioned first bypass passage.

[Claim 4] The exhaust gas reflux device of diesel engine of Claim 3 in which aforementioned turbine is installed in the exhaust passage on the downstream side of a turbosupercharger to supply intake to aforementioned combustion chamber.

[Claim 5] The exhaust gas reflux device of diesel engine of Claims 1 or 2 in which aforementioned reflux exhaust gas supply means has a second bypass passage communicated with the exhaust passage on the upstream side and downstream side of the turbosupercharger that supplies intake to aforementioned combustion chamber, aforementioned turbine is installed in aforementioned second bypass passage, and aforementioned regulating valve is installed in aforementioned second bypass passage on the upstream side of aforementioned turbine.

[Claim 6] The exhaust gas reflux device of diesel engine of Claim 1 in which aforementioned operating state detection means at least has a load sensor that detects the load of aforementioned engine, wherein aforementioned control means controls the aperture of aforementioned regulating valve based on the load detected by aforementioned load sensor.

[Claim 7] The exhaust gas reflux device of diesel engine of Claim 6 in which aforementioned control means controls aforementioned regulating valve toward valve opening accompanying load increase.

[Claim 8] The exhaust gas reflux device of diesel engine of Claim 6 in which aforementioned operating state detection means has a rotating speed sensor that detects the rotating speed of aforementioned engine and aforementioned control means controls the aperture of aforementioned regulating valve based on the rotating speed and load detected by aforementioned rotating speed sensor and aforementioned load sensor.

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of Industrial Utilization]

The present invention concerns a exhaust gas reflux device of a diesel engine interposed in combustion that recirculates part of the exhaust gas output from an engine to the combustion chamber, especially to an exhaust gas reflux device of a diesel engine that compresses exhaust gas recirculated to the combustion chamber and supplies it in stratified form to fresh air.

[0002]

[Related Art] The combustion temperature in the combustion chamber of internal combustion engines varies as a function of the operating state, and the amount of nitrogen oxides (hereinafter abbreviated "NOx") in exhaust gas tends to increase accompanying elevation of the combustion temperature. Thus, elevation of the combustion temperature is held down by recirculating exhaust gas on the intake side, for example, by recirculating it in the intake manifold where it is mixed with fresh air to prevent increase of NOx in exhaust gas of internal combustion engines. Such exhaust gas reflux devices are mounted to prevent increase of NOx in exhaust gas. Exhaust gas reflux devices increase the intake pressure through constriction on the intake side or they increase the exhaust pressure through

constriction on the exhaust side to create a pressure differential between the intake side and the exhaust side. Part of the exhaust gas from the exhaust side to the intake side is recirculated as recirculated exhaust gas (EGR gas) through this differential pressure. Sulfates and moisture or soot are admixed since EGR gas constitutes part of the exhaust gas. Fresh air and EGR gas are mixed on the intake side where they are taken into the combustion chamber.

When they enter the combustion chamber, soot or sulfates adhere to the cylinder walls to induce deterioration of lubricating oil.

Thus, an auxiliary port that distributes EGR gas to the center of the combustion chamber that is opened and closed by an intake valve that opens and closes the main intake port that inducts fresh air into the combustion chamber is installed separately from the main intake port in the invention stated in Patent Application No. 5-324671 proposed by the applicants. A recirculation passage for exhaust gas is connected to this auxiliary port. In this proposal, EGR gas from the auxiliary port is fed into the center of the combustion chamber when the intake valve opens and fresh air from the surrounding main intake port is fed in to inhibit the diffusion of EGR gas in the combustion chamber. In addition, the gazette of Japanese Kokai Publication Hei-5-180089 discloses a technique of recirculating EGR gas into the intake passage through compression by a supercharger.

[0003]

[Problems Solved by the Invention] However, while the invention stated in Patent Application No. 5-324671 can inhibit deterioration of lubricating oil by reducing the adhesion of soot and sulfates to the cylinder walls, the EGR level supplied to the combustion chamber is insufficient compared to the supply of EGR gas to the intake manifold, for example, due to the vacuum on the intake side and the exhaust side since EGR gas is taken in by the vacuum in the combustion chamber when the intake valve is open, resulting in problems associated with NOx reduction. On the other hand, in the technique stated in the gazette of Japanese Kokai Publication Hei-5-180089, pressurized EGR gas is recirculated to the intake passage where it is mixed with fresh air and fed into the combustion chamber to ensure the EGR gas level, but this leads to deterioration of lubricating oil. The present invention provides an exhaust gas reflux device capable of adequately providing an EGR gas level and of preventing deterioration of lubricating oil.

[0004]

[Means of Solving the Problems] Thus, the first claim of the present invention concerns an exhaust gas reflux device of a diesel engine provided with a main intake port communicated with a combustion chamber formed in the cylinder head of an engine, a fuel injection valve disposed in aforementioned cylinder head facing the approximate center of aforementioned combustion chamber that injects fuel near top dead center in the compression stroke of aforementioned engine, an intake valve that opens and closes the port opening to aforementioned combustion chamber of aforementioned main intake port installed so as to contact the valve seat formed on the bottom surface of aforementioned cylinder head, a reflux exhaust gas supply means

that has a turbine installed in the exhaust passage of aforementioned engine, a compressor installed in the exhaust gas reflux flow passage communicated with aforementioned exhaust passage on the upstream side and driven by the rotating shaft of aforementioned turbine to provide exhaust gas, and a regulating valve that controls the feed of exhaust reflux gas by regulating the flow rate of exhaust gas flowing into aforementioned turbine, an auxiliary port having an intake opening that communicates with aforementioned exhaust gas reflux flow passage on the downstream side of aforementioned compressor and the proximal part of the discharge part facing down toward aforementioned port opening, said auxiliary port extended so as to be directed toward the center of aforementioned combustion chamber with aforementioned discharge part opened and closed by aforementioned intake valve in aforementioned port opening, an operating state detection means that detects the operating state of aforementioned engine, and a control means that controls the aperture of aforementioned regulating valve as a function of the output of aforementioned operating state detection means, wherein the exhaust gas supplied from aforementioned auxiliary port is distributed to the central part of the cross section of aforementioned combustion chamber. The second claim of the present invention concerns the exhaust gas reflux device of a diesel engine of Claim 1 in which an auxiliary chamber that is formed to provide a swirl to intake flowing into aforementioned combustion chamber is installed at the port opening of aforementioned main intake port, the intake opening of aforementioned auxiliary port is arranged so as to be positioned at the top of aforementioned main intake port and the discharge part of said auxiliary port is installed so as to be positioned at the terminal part of aforementioned auxiliary chamber or at the central part of aforementioned combustion chamber. The third claim of the present invention concerns the exhaust gas reflux device of a diesel engine of Claims 1 or 2 in which aforementioned reflux exhaust gas supply means has a first bypass passage that communicates with the exhaust passage on the upstream side and the downstream side of aforementioned turbine and aforementioned regulating valve is installed in aforementioned bypass passage. The fourth claim of the present invention concerns the exhaust gas reflux device of a diesel engine of Claim 3 in which the turbine of aforementioned reflux exhaust gas supply means is installed in the exhaust passage on the downstream side of a turbosupercharger to supply intake to aforementioned combustion chamber. The fifth claim of the present invention concerns the exhaust gas reflux device of a diesel engine of Claims 1 or 2 in which aforementioned reflux exhaust gas supply means has a second bypass passage communicated with the exhaust passage on the upstream side and downstream side of the turbosupercharger that supplies intake to aforementioned combustion chamber, and the turbine of aforementioned reflux exhaust gas supply means as well as the regulating valve are installed in aforementioned second bypass passage. The sixth claim of the present invention concerns the exhaust gas reflux device of a diesel engine of Claim 1 in which aforementioned operating state detection means at least has a load sensor that detects the load of aforementioned

engine, wherein aforementioned control means controls the aperture of aforementioned regulating valve based on the load detected by aforementioned load sensor. The seventh claim of the present invention concerns the exhaust gas reflux device of a diesel engine of Claim 6 in which the control means controls the regulating valve toward valve opening accompanying load increase on the engine. The eighth claim of the present invention concerns the exhaust gas reflux device of a diesel engine of Claim 6 in which aforementioned operating state detection means has a rotating speed sensor that detects the rotating speed of aforementioned engine and aforementioned control means controls the aperture of aforementioned regulating valve based on the rotating speed and load detected by aforementioned rotating speed sensor and aforementioned load sensor.

[0005]

[Action]

Based on the invention of Claim 1, when the engine starts and the intake valve opens, fresh air is aspirated into the combustion chamber that is formed in the cylinder head from the main intake port, fuel is injected through the fuel injection valve near top dead center of the compression stroke of the engine to complete combustion, and exhaust gas is exhausted through the exhaust passage. The discharged exhaust gas is conducted via the compressor that is driven by a turbine installed in the exhaust passage into the combustion chamber from the auxiliary intake port having an intake opening communicated on the downstream side of the compressor and the proximal part of the discharge part facing down toward aforementioned port opening, said auxiliary port extended so as to be directed toward the center of the combustion chamber with the discharge part opened and closed by the intake valve in the port opening. At this time, the flow rate of the exhaust reflux gas that is conducted into the combustion chamber is regulated by the position of the regulating valve that is installed in the exhaust passage, with the aperture regulated as a function of the output of the operating state detection means based on the control means. In the invention of Claim 2, the exhaust reflux gas that is supplied to the auxiliary port is guided to either the terminal part of the auxiliary chamber or the central part of the combustion chamber from the overhead main intake port that has an auxiliary chamber installed to provide a swirl to the intake flowing into the combustion chamber. In the invention of Claim 3, the intake flow rate of exhaust gas to aforementioned turbine is regulated by opening and closing the regulating valve that is installed in the first bypass passage that communicates with the exhaust passage on the upstream side and the downstream side of the turbine of the reflux exhaust gas supply means. In the invention of Claim 4, since a turbine of the reflux exhaust gas supply means is installed in the exhaust passage on the downstream side of the turbosupercharger to supply intake to the combustion chamber, the compressor of the reflux exhaust gas supply means is driven through rotation of the turbine of the reflux exhaust gas supply means by exhaust gas passing through the turbosupercharger, thereby pressurizing the reflux exhaust gas and supplying intake via the turbosupercharger. In the invention of Claim 5, since a turbine

of the reflux exhaust gas supply means is installed via a regulating valve in the second bypass passage communicated with the exhaust passage on the upstream side and downstream side of the turbosupercharger, the exhaust gas flow conducted to the second bypass passage increases, the exhaust gas flow to the turbine of the reflux exhaust gas supply means increases and the exhaust gas flow to the turbine of the turbosupercharger decreases when the aperture of the regulating valve increases, while the exhaust gas flow to the turbine of the reflux exhaust gas supply means decreases and the exhaust gas flow to the turbosupercharger increases when the aperture of the regulating valve decreases. In the invention of Claim 6, the exhaust gas flow rate to the turbine of the reflux exhaust gas supply means is controlled based on the engine load since the control means controls the aperture of the regulating valve based on the engine load detected by the load sensor of the operating state detection means. In the invention of Claim 7, the exhaust gas flow rate to the turbine of the reflux exhaust gas supply means is reduced and the drive power of the compressor of the supply means is reduced as the load increases, thereby reducing the supply flow of exhaust reflux gas to the combustion chamber since aforementioned control means controls the valve opening direction of the regulating valve.

In the invention of Claim 8, the exhaust gas flow to the turbine of the reflux exhaust gas supply means is controlled based the engine load and rotating speed since the aperture of the regulating valve is controlled based on the engine load and rotating speed detected by the load sensor and the rotating speed sensor of the operating state detection means.

[0006]

[Embodiments]

(First Embodiment) Notation 1 in Figure 1 shows the exhaust gas reflux device of a diesel engine E (hereinafter abbreviated "engine E") in the first embodiment. Engine E comprises cylinder block 2 and cylinder head 3 that are integrally joined, with a combustion chamber 5 above each of a plurality of pistons 4 (only one cylinder is shown in Figure 1) in cylinder block 2. The constituents of the exhaust gas reflux device 1 are identical for each cylinder so that the explanation will focus on the first cylinder here.

[0007] Exhaust gas reflux device 1 is provided with main intake port 6 and exhaust port 7 communicated with combustion chamber 5, intake valve 8 and exhaust valve 9 that open and close port openings 6A, 7A of main intake port 6 and exhaust port 7, respectively, fuel injection valve 10 that injects fuel into combustion chamber 5, reflux exhaust gas supply means 13 fitted with exhaust passage 11 that connects to exhaust port 7 and exhaust gas reflux flow passage 12 that communicates with exhaust passage 11, auxiliary port 14 that communicates with combustion chamber 5 and exhaust gas reflux flow passage 12, rotating speed sensor 15 and load sensor 16 of engine E as operating state detection means that detect the operating state of engine E, and controller 17 as a control means.

[0008] Main intake port 6 is formed in cylinder head 3 so as to communicate with combustion chamber 5 and fresh air A1 is supplied

to combustion chamber 5 via intake passage 6B connected via intake manifold 6A. Exhaust port 7 is formed in cylinder head 3 so as to communicate with combustion chamber 5 and connected to exhaust passage 11 that exhausts exhaust gas G1 from combustion chamber 5 via exhaust manifold 7A. Port opening 7A of round exhaust port 7 adopts a structure in which it is opened and closed by exhaust valve 9.

[0009] Port opening 6A is placed below auxiliary chamber 18 that is integrally formed at the tip of main intake port 6, and is opened and closed by intake valve 8, as shown in Figure 3. Auxiliary chamber 18 that provides horizontal rotating motion to fresh air toward combustion chamber 5 from main intake port 6 via port opening 6A is formed in a shape so as to create a swirl. Specifically, auxiliary chamber 18 has a spiral shape with axial part 8A of intake valve 8 in the center. The inner wall surface of auxiliary chamber 18 has auxiliary port 14 formed so as to induct exhaust reflux gas G2 (hereinafter abbreviated "EGR gas G2") via exhaust gas reflux flow passage 12 from reflux exhaust gas supply means 13 to the inside of expanded part 18A that is formed so as to be positioned in the center of combustion chamber 5, as shown in Figure 2 and Figure 3.

[0010] Valve seat 19 of intake valve 8 that is formed as a thick ring from metal that is reinforced so as to be wear resistant is formed at bottom 3a of cylinder head 3, as shown in Figure 3. Discharge opening 14A of auxiliary port 14 is formed at the terminal part of auxiliary chamber 18 at the uppermost position of valve seat 19. Auxiliary port 14 that is extended above and below cylinder head 3 so as to be directed toward the center of combustion chamber 5 with discharge opening 14A directed to port opening 6A is opened and closed by intake valve 8. Intake opening 14B of auxiliary port 14 is opened toward the top of cylinder head 3.

[0011] Fuel injection valve 10, is fitted to cylinder head 3 so that the tip protrudes into combustion chamber in roughly the center of combustion chamber 5, as shown in Figure 1. Fuel injection valve 10, which has a known structure that injects a kerosene spray, the fuel, from a plurality of apertures 10A (consult Figure 7) installed at its tip, is connected to fuel injection pump 21 via fuel pipe 20.

[0012] Fuel injection pump 21 is driven by rotational force of the crankshaft (not illustrated) of engine E. It adopts a known structure in which fuel is supplied from fuel tank 22, the fuel injection flow is regulated in response to the position of rod lever 23 that is connected to the accelerator (not illustrated), and fuel injection valve 10 is actuated at the injection timing that is regulated by timer 24. Specifically, fuel injection pump 21 injects through fuel injection valve 10 corresponding to each cylinder at injection timing before top dead center of the compression stroke of each cylinder, and high-pressure fuel is injected into combustion chamber 5 of each cylinder.

[0013] Reflux exhaust gas supply means 13 is provided with turbine 25 fitted in exhaust passage 11, compressor 26 fitted to exhaust gas reflux flow passage 12 that communicates with exhaust passage

11, and regulating valve 27 that regulates the flow of exhaust gas G1 through turbine 25.

[0014] Inlet port 25A of turbine 25 is connected to pre-exhaust passage 11A that is positioned on the upstream side of turbine 25, outlet port 25B is positioned on the downstream side from turbine 25, and connects to post-exhaust passage 11B where muffler 29 is fitted. Turbine blades 25C of turbine 25 are fixed to one end of rotating shaft 28 that is supported so as to freely rotate in casing 13A. Inlet port 26A of compressor 26 is connected to pre-exhaust gas reflux passage 12A that is connected to post-exhaust passage 11B on the downstream side from muffler 29, outlet port 26B is connected to post-exhaust gas reflux passage 12B that communicates with auxiliary port 14 that is positioned on the downstream side from compressor 26, and compressor blades 26C are fixed to the other end of rotating shaft 28. In short, compressor blades 26C are rotated and driven by turbine blades 25C so that reflux exhaust gas supply means 13 intakes and compresses part of exhaust gas G1 from post-exhaust passage 11B to form high-pressure EGR gas G2 that is supplied to auxiliary port 14 from post-exhaust gas reflux passage 12B.

[0015] Regulating valve 27 regulates the flow rate of exhaust gas G1 into turbine 25. It is fitted to first bypass passage 30, one end of which is connected to pre-exhaust passage 11A while the other end is connected to post-exhaust passage 11B. Regulating valve 27 is a solenoid valve. When rotating core 27B that is link connected to rotating valve body 27A receives excitation force issued by solenoid 27C, a predetermined amount of lift is effected so as to regulate the angle of valve body 27A, thereby regulating the open area of first bypass passage 30.

[0016] The signals that are input to controller 17 are the engine rotating speed signal Ne from rotating speed sensor 15, the engine load θ_L from load sensor 16 that is installed in rod lever 23, the crankshaft angle signal from the crankshaft angle sensor that is not illustrated, and the coolant water temperature Wt from water temperature sensor 31. Controller 17 regulates the flow rate of EGR gas G2 by regulating the aperture of valve body 27A in accordance with the map of regulating valve 27 shown in Figure 4.

[0017] The map shown in Figure 4 illustrates the flow rate characteristics of EGR gas G2 in the supply range, with the ordinate giving the engine load θ_L and the abscissa giving the engine rotating speed Ne. The flow rate of EGR gas G2 relative to the total exhaust flow is preset as a function of the engine load θ_L . Controller 17 regulates the aperture of valve body 27A so as to yield the preset EGR gas G2 flow rate. The EGR supply range shows the idle speed and the operating state other than during rapid acceleration. In addition, controller 17 judges rapid acceleration through rapid change in the engine load θ_L or rapid elevation of the engine rotating speed Ne and then maintains regulating valve 27 in the fully-open state.

[0018] Operation of exhaust gas reflux device 1 having such a structure is explained. When engine E starts, intake valve 8 and

exhaust valve 9 are driven by operation of the valve system (not illustrated) and lift EV of exhaust valve 9 varies in the exhaust stroke, as shown in Figure 5. Lift IV of intake valve 8 varies in the intake stroke after exhaust top dead center TDC1, and fuel injection is carried out by fuel injection valve 10 near compression top dead center TDC2. The mixture that self-ignites in the combustion stroke is burned to issue power. Exhaust valve 9 is opened in the exhaust stroke that follows the combustion stroke, and exhaust gas G1 is discharged to exhaust passage 11.

[0019] At this time, when engine load θ_L is in range [1] shown in Figure 4, for example, the flow rate of EGR gas G2 is at a set level and an ON signal is output from controller 17 to solenoid 27C shown in Figure 1. Valve body 27A lifts, the angle is regulated, and the open area of first bypass passage 30 is regulated. Specifically, the supplied flow of exhaust gas G1 to turbine 25 is regulated, and exhaust gas G1 flows through first bypass passage 30 and turbine 25 to post-exhaust passage 11B. When exhaust gas G1 is supplied to turbine 25, turbine blades 25C are rotated by exhaust gas pressure and the coaxial compressor blades 26C are rotated and driven. Part of exhaust gas G1 from post-exhaust passage 11B on the downstream side of muffler 29 through pre-exhaust gas reflux passage 12A is drawn to compressor 26. Exhaust gas G1 is pressurized by compressor 26 and discharged through post-exhaust gas reflux passage 12B as EGR gas G2.

[0020] When each cylinder commences the intake stroke, fresh air A1 from main intake port 6 is rotated at port opening 6A during lift of intake valve 8 of each cylinder so that it is fed into the periphery of combustion chamber 5 and auxiliary port 14 concurrently opens so that pressurized EGR gas G2 at post-exhaust gas reflux passage 12B is fed into the center of combustion chamber 5 through discharge opening 14A and port opening 6A. Fresh air A1 and EGR gas G2 are fed inside in stratified form and are held within combustion chamber 5. Specifically, fresh air A1 from main intake port 6 is rotated and energized in auxiliary chamber 18 so that it develops a swirl on the peripheral side of combustion chamber 5 into which it is fed in the intake stroke. In addition, EGR gas G2 from auxiliary port 14 extending above and below open to the center of combustion chamber 5 is fed into the center of combustion chamber 5 when energized downward. As a result, when piston 4 reaches bottom dead center, as shown by the solid lines in Figure 6, EGR gas G2 is distributed in the center, as shown by the broken lines, in combustion chamber 5 and fresh air A1 is distributed so as to cover the periphery.

[0021] In the compression stroke immediately following the intake stroke, piston 4 reaches the position denoted by the two-point line shown in Figure 6 immediately before top dead center 2 in compression, and EGR gas G2 in the center is also distributed as shown by the two-point line. Immediately thereafter, fuel is injected from fuel injection valve 10 and the spray stream from each aperture 10A passes through range E1 of great concentration of EGR gas G2 in the center, as shown in Figure 7, at which time EGR gas G2 is swirled, diffused in range E2 of fresh air A1 and ignited. Consequently, when fuel

particles in range E2 of fresh air A1 are burned, the extent of explosive combustion is regulated through movement of EGR gas G2 so as to restrict excessive elevation of the combustion temperature which results in the ability to reduce NOx in exhaust gas G1.

[0022] In particular, fresh air A1 and EGR gas G2 can be reliably separated until the intake stroke is reached since auxiliary port 14 is closed by intake valve 8 until the intake stroke is reached.

Consequently, EGR gas G2 is fed into the center of combustion chamber 5 via discharge opening 14A on the central side of combustion chamber 5, as shown in Figure 2 and Figure 3, immediately after commencement of the intake stroke, and stratified intake processing can be reliably carried out in which fresh air A1 is rotated along the periphery of combustion chamber 5 from port opening 6A and is fed in.

Furthermore, the proportion of EGR gas G2 circulating at the periphery of combustion chamber 5 even during the compression stroke following intake is low, with the result being that the proportion of soot in EGR gas G2 reaching the inner wall surface of the cylinder liner is reduced to enable reliable prevention of accelerated deterioration of lubricating oil admixed with soot.

[0023] In addition, the filling efficiency compared to unpressurized EGR gas is enhanced since EGR gas G2 is pressurized by reflux exhaust gas supply means 13 and is then supplied from auxiliary port 14 to combustion chamber 5. This enables EGR gas G2 to be smoothly provided to combustion chamber 5 in high engine load ranges.

[0024] Furthermore, valve body 27A of regulating valve 27 opens fully and exhaust gas G1 is conducted from pre-exhaust passage 11A to post-exhaust passage 11B, bypassing turbine 25, and is exhausted when controller 17 judges a rapid acceleration state based on engine load θ_L and engine rotating speed N_e . Thus, compressor 26 is not actuated since turbine blades 25C do not rotate and the supply of EGR gas G2 to combustion chamber 5 is cut off. The generation of black smoke due to incomplete combustion that is often seen during acceleration of diesel engines can be reduced since EGR gas G2 is cut off during such rapid acceleration.

[0025] (Second Embodiment) The second embodiment shows exhaust gas reflux device 50 of engine EA fitted with turbosupercharger 32 that feeds fresh air A1 as shown in Figure 8. Engine EA and exhaust gas reflux device 50 have the same structure as that of engine E excluding turbosupercharger 32. Those structures in the aforementioned example which are identical with or corresponding to those in the aforementioned conventional example are designated by the same notation and are not explained.

[0026] Turbosupercharger 32 comprises turboturbine 33 mounted in pre-exhaust passage 11A and turbocompressor 34 mounted in intake passage 6B. Exhaust bypass passage 35 that communicates with pre-exhaust passage 11A on the upstream side of turbine 25 of reflux exhaust gas supply means 13 is installed in pre-exhaust passage 11A so as to bypass turboturbine 33. When the pressure in intake passage 6B positioned on the downstream side of turbocompressor 34 exceeds a set level, waste gate valve 36 that opens exhaust bypass passage 35 is energized in the normally-closed direction by a diaphragm-type

actuator 37 due to such intake pressure. Intercooler 38 that cools fresh air A1 that is supplied is mounted in intake passage 6B positioned on the downstream side from turbocompressor 34.

[0027] Reflux exhaust gas supply means 13 communicates inlet port 25A to pre-exhaust passage 11A on the downstream side of turboturbine 33 and outlet port 25B communicates to post-exhaust passage 11B. Inlet port 26A of compressor 26 communicates with pre-exhaust gas reflux passage 12A while outlet port 26B communicates with post-exhaust gas reflux passage 12B that is linked to auxiliary port 14. Regulating valve 27 that is controlled by controller 17 similarly to the first embodiment is installed in first bypass passage 30 that bypasses turbine 25.

[0028] When engine EA is in the exhaust stroke, exhaust valve 9 lifts and exhaust gas G1 within combustion chamber 5 is exhausted in exhaust gas reflux device 50 having such a structure. Exhaust gas G1 is fed to turboturbine 33 so as to drive turbocompressor 34, thereby supplying fresh air A1. Exhaust gas G1 passing through turboturbine 33 enters turbine 25 to drive compressor 26, resulting in the collection of exhaust gas G1 from the downstream side of muffler 29, its pressurization, and its supply to auxiliary port 14 as EGR gas G2.

[0029] When engine EA enters the intake stroke, intake valve 8 lifts and both supplied fresh air A1 and pressurized EGR gas G2 enter combustion chamber 5 from main intake port 6 and auxiliary port 14, respectively. In particular, the intake pressure of fresh air A1 in engine EA fitted with turbosupercharger 32 is higher than in identical non-supercharged engine E and the inlet flow of fresh air A1 is greater, resulting in higher combustion temperature compared to non-supercharged engine E. Thus, higher efficiency can be realized in the center of combustion chamber 5 without elimination of the swirl generated by higher intake pressure as a result of pressurizing EGR gas G2 and supplying it from auxiliary port 14. Thus, deterioration of lubricating oil can be prevented in engine EA fitted with turbosupercharger 32. The mounting of exhaust gas reflux device 50 having reflux exhaust gas supply means 13 to engine EA fitted with turbosupercharger 32 is especially effective since deterioration of lubricating oil is faster in engine EA fitted with turbosupercharger 32 compared to conventional non-supercharged engine E because of the combustion conditions, etc.

[0030] (Third Embodiment) In exhaust gas reflux device 100 in this embodiment, pre-exhaust passage 11A on the upstream side of turboturbine 33 of turbosupercharger 32 in exhaust gas reflux device 50 and inlet port 25A of turbine 25 of reflux exhaust gas supply means 13 are connected by second bypass passage 39 to bypass turboturbine 33. Regulating valve 40 that opens and closes second bypass passage 39 is mounted for communicating post-exhaust passage 11B with the downstream side of turboturbine 33.

[0031] Regulating valve 40, which accomplishes the actions of both waste gate valve 36 and regulating valve 27 in the second embodiment, is placed under the control of controller 17'. Load sensor 16, rotating speed sensor 15, and intake pressure sensor 41, which detects

the intake pressure located in intake passage 6B between crankshaft sensor (not illustrated), intercooler 38 and turbocompressor 34, are connected to controller 17'.

[0032] As shown in Figure 10, the aperture of valve body 40A of regulating valve 40 that opens second bypass passage 39 enlarges when engine rotating speed N_e is low, and as engine rotating speed N_e rises, the aperture of valve body 40A gradually decreases so as to close second bypass passage 39. Based on the signals from these individual sensors, controller 17' regulates the excitation of solenoid 40C so as to regulate the lift of mobile core 40B that is link connected to valve body 40A. In addition, controller 17' regulates the excitation of solenoid 40C so as to enlarge the aperture of valve body 40A, thereby controlling second bypass passage 39 so as to be fully open when the intake pressure exceeds a set level.

0034

[0033] Exhaust gas reflux device 100 having such a structure ensures that the aperture of valve body 40A enlarges when engine rotating speed N_e is low, so that exhaust gas G1 discharged in the exhaust stroke flows through second bypass passage 39, bypassing turboturbine 33, and into turbine 25. Exhaust gas G1 in post-exhaust passage 11B that is pressurized by compressor 26 is supplied as EGR gas G2 to auxiliary port 14.

[0034] When engine rotating speed N_e is high, the aperture of valve body 40A decreases so as to close second bypass passage 39 and the discharged exhaust gas G1 is supplied to turboturbine 33 instead of to turbine 25 so as to drive turbocompressor 34, resulting in the supply of fresh air A1 to main intake port 6. Specifically, second bypass passage 39 is closed by regulating valve 40 and the supply of EGR gas G2 to combustion chamber 5 is reduced at high engine speeds at which high output is not attained, while at low engine speeds conversely, the supply of EGR gas G2 to combustion chamber 5 is increased. The influx of exhaust gas G1 into reflux exhaust gas supply means 13 and turbosupercharger 32 can be regulated through the installation of regulating valve 40 in second bypass passage 39 and the resulting control, and the number of parts in the device can be lowered. Auxiliary port 14 communicates with auxiliary chamber 18 and is installed on the central side of combustion chamber 5 in these embodiments, but they may be modified, with discharge opening 14A directly communicated with port opening 6A of main intake port 6, as shown in Figure 11, or with discharge opening 14A connected to terminal part 18B of auxiliary chamber 18 and with intake opening 14B located above main intake port 6, as shown in Figure 12.

[0035]

[Effects of Invention] In the first claim of the present invention, exhaust reflux gas that is pressurized by an reflux exhaust gas supply means is fed into the combustion chamber through an auxiliary port that is opened and closed by an intake valve that opens and closes the port opening of the main intake port, said auxiliary port extended so as to be directed toward the center of the combustion chamber.

Consequently, fresh air and exhaust reflux gas can be fed into the combustion chamber reliably separated when the engine reaches the

intake stroke. The fluid proportion of exhaust reflux gas at the periphery of the combustion chamber falls accompanying such stratified intake processing, and the deposition of soot in exhaust reflux gas onto the walls of the cylinder liner, which accelerates deterioration of lubricating oil, can be reliably prevented. In addition, the filling efficiency of the combustion chamber by exhaust reflux gas can be enhanced. Furthermore, the ideal flow of exhaust reflux gas can be provided to the combustion chamber and NOx can be reduced through combustion improvement since the intake flow of exhaust gas to the turbine is regulated by the regulating valve whose aperture is regulated as a function of the output of the engine operating state detection means through the control means. In the second claim of the present invention, exhaust reflux gas supplied to the auxiliary port is guided into the terminal part of the auxiliary chamber or the central part of the combustion chamber from above the main intake port where an auxiliary chamber is installed to provide a swirl to the intake entering the combustion chamber. Consequently, a large volume of swirling fresh air enters the combustion chamber, thereby facilitating the stratified entry of exhaust reflux gas into the center, preventing deterioration of lubricating oil, improving combustion by enhancing the filling efficiency of the combustion chamber with exhaust reflux gas, and reducing NOx. In the third claim of the present invention, the influx flow of exhaust gas to the turbine is regulated by opening and closing the regulating valve installed in the first bypass passage that communicates to the exhaust passage on the upstream side and downstream side of the turbine of the reflux exhaust gas supply means.

Consequently, the drive power for the compressor is regulated, the reflux of exhaust reflux gas to the auxiliary port can be regulated, and the combustion state can be closely controlled. In the fourth claim of the present invention, the compressor of the reflux exhaust gas supply means is driven through rotation of the turbine of the reflux exhaust gas supply means via exhaust gas passing through the turbosupercharger as a result of the installation of a turbine in the reflux exhaust gas supply means in the exhaust passage on the downstream side of the turbosupercharger that feeds air to the combustion chamber. Thus, deterioration of lubricating oil in a turbosupercharged engine can be prevented and combustion can be improved through enhancement of the filling efficiency of the combustion chamber with exhaust reflux gas, thereby reducing NOx.

In the fifth claim of the present invention, a turbine of the reflux exhaust gas supply means is installed via a regulating valve in the second bypass passage communicated to the exhaust passage on the upstream side and downstream side of the turbosupercharger, thereby allowing inversely proportional regulation of the flow rate of exhaust gas to the turbosupercharger and to the reflux exhaust gas supply means based on regulation of the regulating valve aperture.

The turbosupercharger can effectively function while preventing deterioration of lubricating oil in a turbosupercharged engine and improving combustion by enhancing the filling efficiency of the combustion chamber with exhaust reflux gas.

[0036] In the sixth and eighth claims of the present invention, the control means controls the aperture of the regulating valve based on the engine load and the engine rotating speed detected by the load sensor and the rotating speed sensor as the operating state detection means. Consequently, the exhaust gas flow to the turbine of the reflux exhaust gas supply means is controlled so that the supply of reflux exhaust gas to the auxiliary port matches the operating state of the engine. This prevents deterioration of lubricating oil and improves combustion by enhancing the filling efficiency of the combustion chamber with exhaust reflux gas to enable NOx reduction. In the seventh claim of the present invention, the regulating valve is controlled in the direction of valve opening by the control means accompanying load increase. As a result, the flow of exhaust gas to the turbine of the reflux exhaust gas supply means decreases as the load increases while the drive power of the compressor of the supply means decreases to reduce the supply of exhaust reflux gas to the combustion chamber, thereby preventing deterioration of lubricating oil, stabilizing combustion under high loads and permitting reduction in the generation of black smoke.

[Brief Description of Drawings]

[Figure 1] An overall block diagram of the exhaust gas reflux device of a diesel engine shown in the first embodiment of the present invention.

[Figure 2] A cutaway drawing of the principal parts of a diesel engine fitted with an exhaust gas reflux device.

[Figure 3] A cutaway drawing along line X-X of Figure 2.

[Figure 4] A map showing the flow rate characteristics of exhaust reflux gas.

[Figure 5] A timing chart showing the operating timing of the intake valve and the exhaust valve.

[Figure 6] An enlarged partial perspective view of an injector in the combustion chamber of a diesel engine.

[Figure 7] A diagram explaining fluctuations of EGR gas in the combustion chamber of a diesel engine.

[Figure 8] An overall block diagram of the exhaust gas reflux device of a diesel engine shown in the second embodiment of the present invention.

[Figure 9] An overall block diagram of the exhaust gas reflux device of a diesel engine shown in the third embodiment of the present invention.

[Figure 10] A diagram showing the aperture characteristics of the regulating valve in the third embodiment.

[Figure 11] An enlarged cutaway drawing showing a variant of the auxiliary port.

[Figure 12] A perspective view showing another variant of the auxiliary port.

[Explanation of Notations]

1, 50, 100 exhaust gas reflux device

3 cylinder head

3a bottom of cylinder head

5 combustion chamber

6 main intake port
 6A port opening
 8 intake valve
 10 fuel injection valve
 11 exhaust passage
 12 exhaust gas reflux flow passage
 13 reflux exhaust gas supply means
 14 auxiliary port
 14A discharge opening
 14B intake opening
 15, 16 operating state detection means (rotating speed sensor, load sensor)
 17 control means
 18 auxiliary chamber
 19 valve seat
 25 turbine
 26 compressor
 27, 40 regulating valve
 28 rotating shaft
 30 first bypass passage
 32 turbosupercharger
 39 second bypass passage
 E, EA engine
 G1 exhaust gas
 G2 reflux exhaust gas (EGR gas)

Figure 4

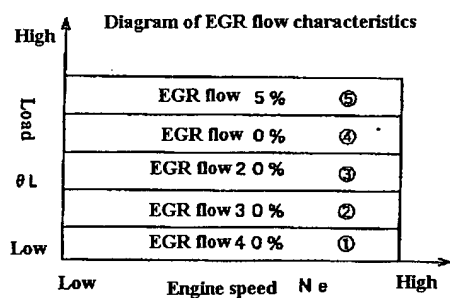


Figure 5

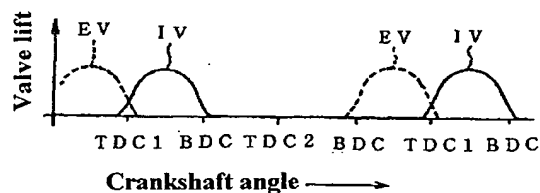


Figure 1

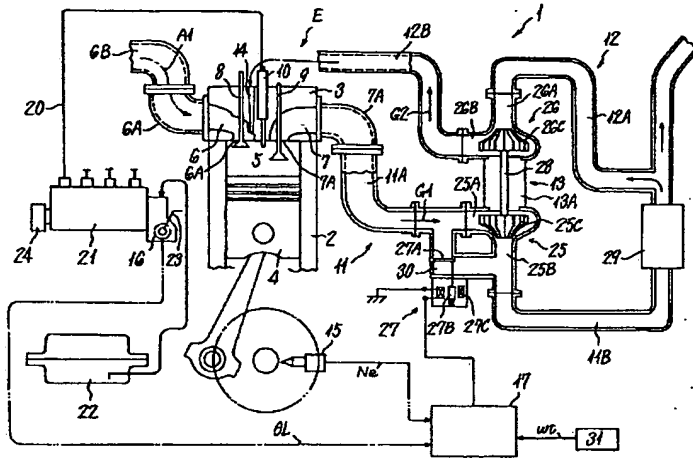


Figure 6

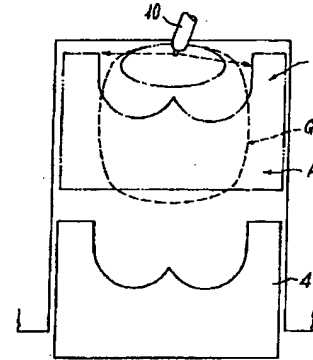


Figure 2

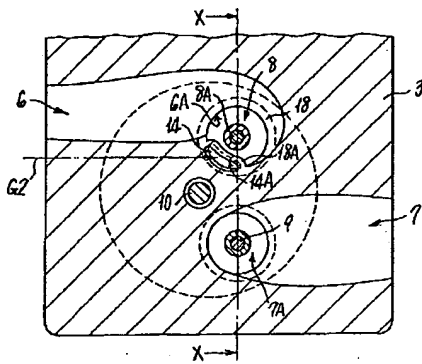


Figure 3

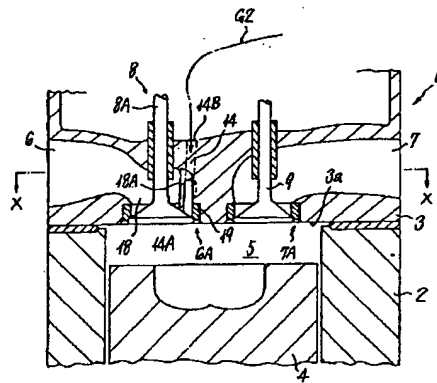


Figure 7

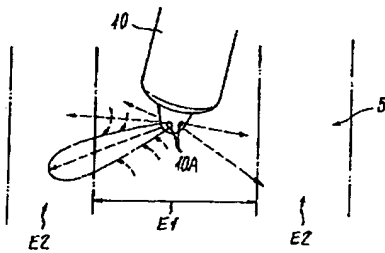


Figure 10

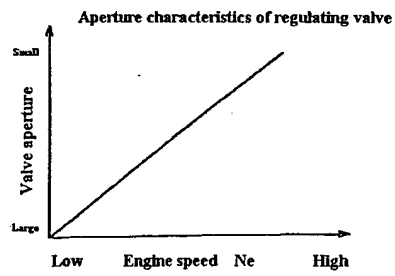


Figure 8

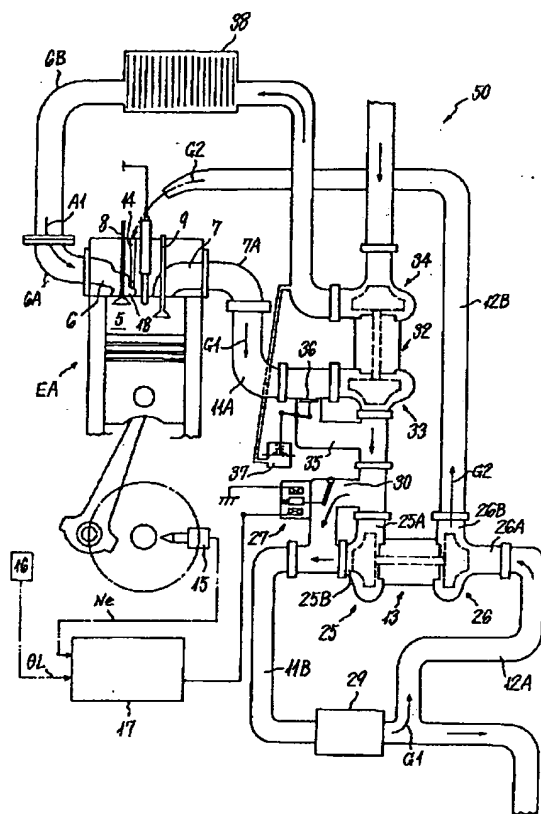


Figure 9

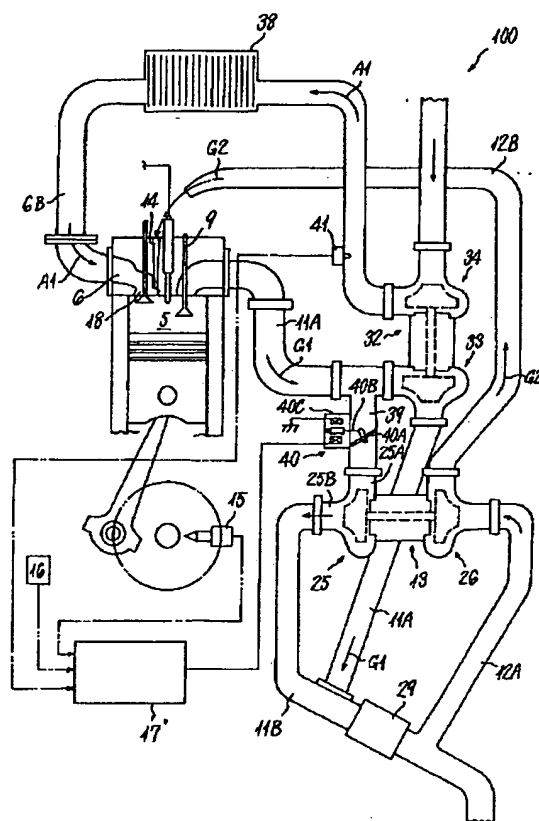


Figure 11

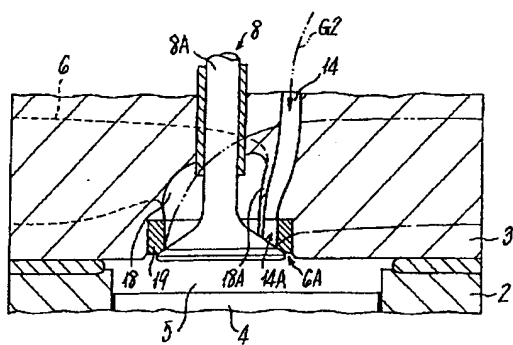


Figure 12

